ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУИРОВАНИЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ. СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА. ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ, ПОДЗЕМНЫЕ СООРУЖЕНИЯ

УДК 539.3+624.04

DOI: 10.22227/1997-0935.2019.5.538-547

Влияние непараллельности торцов на спектр свободно затухающих колебаний балки

А.Л. Попов^{1,2}, С.А. Садовский²

¹Институт проблем механики им. А.Ю. Ишлинского Российской академии наук (ИПМех РАН),
119526, г. Москва, пр-т Вернадского, д. 101, корп. 1;

²Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет
(НИУ МГСУ), 129337, г. Москва, Ярославское шоссе д. 26

АННОТАЦИЯ

Введение. Метод свободных колебаний широко применяется для обнаружения внутренних дефектов в стержневых и пластинчатых элементах конструкций. В данном исследовании он используется для диагностики дефекта стержневого образца, заключающегося в непараллельности торцов стержня. Рассмотрена возможность идентификации дефекта в форме скола одного из торцов стержня по спектру частот свободно затухающих продольных и поперечных колебаний после ударных воздействий по боковой и торцевой граням стержня.

Материалы и методы. Представлены экспериментальная установка и методика бесконтактной регистрации спектра частот собственных колебаний стержня по спектру его звукоизлучения. Обнаружены признаки дефекта в виде раздвоения частот поперечных колебаний стержня. При этом максимальные амплитуды раздвоенных частот соответствовали большим или меньшим частотам в зависимости от того, по каким граням производился удар. Это позволяет определить не только факт наличия дефекта в форме скола края, но и установить его ориентацию относительно боковых граней стержня.

Результаты. Предложена приближенная теоретическая модель, объясняющая эффект раздвоения частот при наличии непараллельности торцов стержня. Для этого рассмотрены спектры частот поперечных колебаний двух стержней с длинами, равными длинам меньшей и большей граней исходного стержня со скошенным краем. Эксперименты показали, что разности собственных частот изгибных колебаний стержней с длинами, равными длинам меньшей и большей граней стержня со скошенным краем, соответствующих формам собственных колебаний с одинаковым числом волн по длине стержня, согласуются с разностями раздвоенных частот свободных затухающих поперечных колебаний стержня со скошенным краем. При этом соотношение амплитуд раздвоенных частот позволяет определить не только факт наличия скошенного края, но и грани, где имеется этот скол.

Выводы. Применение и разработка метода через анализ спектра собственных колебаний могут привести к дополнительным возможностям дистанционного контроля качества стержневых элементов конструкций.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: балочный образец, ударное воздействие, затухающие колебания, звукоизлучение, спектр, раздвоение частот, влияние непараллельности торцов

Благодарности. Работа выполнена по теме государственного задания (№ госрегистрации AAAA-A17-117021310386-3) и частично поддержана грантом РФФИ № 19-01-00100.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Попов А.Л., Садовский С.А. Влияние непараллельности торцов на спектр свободно затухающих колебаний балки // Вестник МГСУ. 2019. Т. 14. Вып. 5. С. 538–547. DOI: 10.22227/1997-0935.2019.5.538-547

Influence of beam butt face nonparallelism on free damped vibration spectrum of the beam

Alexander L. Popov^{1,2}, Sergey A. Sadovskiy²

¹Ishlinsky Institute for Problems in Mechanics of the Russian Academy of Sciences (IPMech RAS),
101, building 1, Vernadsky avenue, Moscow, 119526, Russian Federation;

²Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU),
26 Yaroslavskoe shosse, Moscow, 129337, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The free vibration method is widely applied to detecting internal defects in rod and lamellar structural elements. In this work, it is used to diagnose a rod sample defect consisting in nonparallelism of the rod ends. The possibility of

identifying a defect in the form of a bevel of one of the rod butts by the frequency spectrum of free damped longitudinal and transverse vibration after impact actions to the rod side or butt face is considered.

Materials and methods. An experimental facility and a method of contact-free recording of the frequency spectrum of the rod natural vibration by its acoustic radiation spectrum are presented. Signs of a defect in the form of a split frequency of the rod transverse vibration are detected. At the same time, the maximum amplitudes of the split frequencies correspond to higher or lower frequencies depending on the face to which the impact is applied. This allows not only determining the presence of a defect in the form of the bevelled butt face, but also establishing its orientation relative to the side rod faces.

Results. An approximate theoretical model is suggested. It explains the effect of frequency splitting in the presence of nonparallelism of the rod butts. For this, the frequency spectra of transverse vibration of two rods with lengths equal to the lengths of the smaller and the larger faces of the original rod with the bevel edge are considered. Experiments show that the differences in the natural frequencies of the bending vibration of these rods, which correspond to the same eigenmodes, are consistent with the differences in the split frequencies of the free damped transverse vibrations of the bevelled-face rod. At this, relationship between the split frequency amplitudes allows determining not only the presence of bevelled face, but also its location.

Conclusions. The application and development of the method through the analysis of the natural vibration spectrum can lead to creation of remote quality control equipment for rod structural elements.

KEYWORDS: beam sample, impact action, damped vibration, acoustic radiation, spectrum, split frequencies, influence of beam butt face nonparallelism

Acknowledgment. This work was partially supported by Russian State Assignment under contract No. AAAA-A17-117021310386-3 and the Russian Foundation for Basic Research (RFBR) under Grant No. 19-01-00100.

FOR CITATION: Popov A.L., Sadovskiy S.A. Influence of beam butt face nonparallelism on free damped vibration spectrum of the beam. *Vestnik MGSU* [Proceedings of Moscow State University of Civil Engineering]. 2019; 14(5):538-547. DOI: 10.22227/1997-0935.2019.5.538-547 (rus.).

ВВЕДЕНИЕ

Метод свободных колебаний (МСК) — старейший метод диагностики сплошности материалов и конструкций [1–3]. Ввиду простоты и удобства использования он не теряет актуальности и продолжает разрабатываться применительно к задачам обнаружения разнообразных дефектов в стержневых и пластинчатых элементах конструкций, а также — в толстостенных объектах. Различные теоретические аспекты диагностики поверхностных дефектов этим методом рассмотрены в работах [4–6]. Эффективные теоретические подходы к обнаружению трещин в стержневых объектах по спектру собственных продольных колебаний предложены в трудах [7, 8]. Отмечается, что при использовании высоких частот необходимо учитывать поправку Рэлея [9] на поперечную инерцию. Авторы статей [10–12] изучают применение метода для поиска усталостных трещин. Обнаружение дефектов микроуровня с помощью МСК описано в книге [13]. Большое внимание в виброакустических методиках уделяется характеру упругого взаимодействия при соударении испытываемого тела и падающего на него шара [14]. Это актуально при анализе прошедших и отраженных волн. Однако при использовании в качестве информативного параметра собственных колебаний тела характер

удара, как и место его приложения не имеют существенного значения.

В экспериментальном плане применение МСК длительное время ограничивалось субъективным контролем на слух изменений звукоизлучения от испытываемого тела после ударного воздействия в сравнении с ожидаемым [2]. Широкое промышленное применение низкочастотной акустической диагностики началось с середины прошлого столетия, когда была произведена замена субъективного индикатора (человеческого уха) объективным, настроенным на регистрацию собственных колебаний контролируемого тела, для чего в цепь приемника колебаний была включена система электрически настроенных фильтров, которые пропускали колебания только установленных частот, отличных от частоты колебания вибратора [15]. В результате была обеспечена техническая возможность обнаружения скрытых дефектов по изменению частоты собственных колебаний тела. В настоящее время МСК применяется для контроля качества литья [16], абразивных инструментов [1], обнаружения полостей под железнодорожными плитами [17], контроля качества слоистых конструкций [2], оценки эксплуатационной поврежденности металлических изделий [18] и в других областях, где применение иных методов нерационально. Общий обзор методов разрушающего контроля приведен в пособии [19].

В данной работе МСК используется для диагностики ранее нерассмотренного дефекта в стержневом образце, состоящего в непараллельности торцов стержня. Несмотря на кажущуюся простоту такого типа дефекта, отсутствует возможность его описания в рамках классических моделей изгибных и продольных колебаний балок. Поэтому исследование носит в основном экспериментальный характер.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Образец со скошенным краем

Эксперименты проводились на стальном стержневом образце квадратного поперечного сечения со скошенным краем, схема которого показана на рис. 1. Размеры образца в мм: $301 \times 10 \times 10$ —

длина взята наименьшая; наибольшая отличается от нее на 2 мм.

Образец подвешивался на одной или двух нитях. Такая подвеска имитировала свободные края стержня и практически не вносила искажения в жесткостные характеристики образца. Для вертикального подвешивания использовалась подвеска на одной нити. Горизонтальное подвешивание осуществлялось на двух нитяных петлях.

Состав экспериментальной установки показан на рис. 2. На призматический стержень 1, висящий вертикально на нитяном подвесе, приближенно моделирующем условие свободного края, металлическим шариком 2 производились дозированные удары, вызывающие свободно затухающие поперечные колебания стержня. Удары по стержню выполнялись

Рис. 1. Стальной призматический образец со скосом на левом краю

Fig. 1. Steel prismatic sample with a bevel at the left end

Рис. 2. Фото экспериментальной установки: 1 — свободно подвешенный образец со скосом на нижнем крае; 2 — металлический шарик; 3 — микрофон; 4 — спектроанализатор

Fig. 2. A photograph of experimental facility: 1 — overhung sample with bevelled lower end; 2 — metal ball; 3 — microphone; 4 — spectrum analyser

на разном расстоянии от торцов стержня. Для набора статистики удары в каждой точке оси стержня повторялись несколько раз. Преимущество ударного воздействия в сравнении с возбуждением вынужденных колебаний состояло как в простоте способа, так и в том, что откликом на однократный удар являлся весь спектр собственных колебаний стержня.

На определенном расстоянии против места удара шарика о стержень располагался микрофон 3 (рис. 2), который передавал амплитудно-временную зависимость излучаемого при ударе звукового сигнала в спектроанализатор 4 и далее в ЭВМ, где полученный сигнал отображался в исходном виде и в виде спектра. Для этого использовался компонент «Модальный анализ» программы Zetlab [20], ориентированный на цифровое и графическое представление спектра затухающего сигнала, регистрируемого микрофонами после ударного воздействия по стержню.

На рис. 3 показан спектр затухающих колебаний от 0 до 20 кГц после удара по середине короткой грани стержня.

Из спектра, представленного на рис. 3, видно, что наблюдается раздвоение частот собственных колебаний. При этом можно отметить, что расположение резонансных пиков с большими амплитудами соответствует большим значениям раздвоенных частот. На рис. 4 это иллюстрируется одним из участков спектра в большем масштабе.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Спектр поперечных колебаний стержня

В табл. 1 продемонстрированы частоты с зарегистрированным раздвоением в спектре звукоизлучения балки со скошенным краем после ударов по центру короткой, либо длинной граней. Жирным выделены частоты с наибольшим значением амплитуды спектральной линии — центральные максимумы. Приведены также частоты выдающихся амплитуд спектральных линий, соседних с центральными максимумами, нарушающих монотонное изменение максимумов лепестков в их окрестности, наличие которых обусловлено особенностями реализации преобразования Фурье гармонических функций ограниченной длины [21].

При ударах по промежуточным граням возбуждался тот же набор частот и отмечалось их раздвоение, но, в отличие от спектров затухающих колебаний после ударов по длинной и короткой граням, максимальные амплитуды раздвоенных частот регистрируются у меньших частот (рис. 5).

Регистрация спектра продольных колебаний

Возбуждение продольных колебаний производилось ударом по нескошенному торцу. Так как создать идеально отцентрованный удар по торцу представлялось практически невозможным, то в спектре регистрируемых частот (рис. 6) присутствовали как

Рис. 3. Спектр затухающих колебаний от 0 до 20 кГц после удара по середине короткой грани стержня

Fig. 3. Damped vibration spectrum from 0 to 20 kHz after impact to the middle of the rod short face

Рис. 4. Участок спектра с рис. 3 на интервале 10–10,5 кГц с раздвоенной частотой

Fig. 4. A spectrum fragment from the Fig. 3 at the interval of 10 to 10.5 kHz with split frequency

Табл. 1. Частоты с зарегистрированным раздвоением в спектре звукоизлучения балки со скошенным краем после ударов по центру короткой, либо длинной граней

Table 1. Registered split frequencies of acoustic spectrum for bevelled-butt beam after impact to the middle of either short or long face

Частота в Гц / Frequency, Hz	5085	7480	10 244	13 363	16 790
	5141	7556	10 355	13 505	16 958

частоты продольных колебаний с высокими значениями амплитуд, так и частоты поперечных колебаний с малыми амплитудами. Отметим, что зарегистрированные частоты колебаний 8660 и 17 300 Гц отличались друг от друга практически в два раза, что позволило идентифицировать их как частоты продольных колебаний стержня со свободными краями и использовать для определения скорости продольных волн в стержне. При поперечных ударах по стержню частоты продольных колебаний не регистрировались (рис. 3).

Теоретические спектры продольных и поперечных колебаний стержня.

Определим сначала частоты продольных колебаний стержня. Будем исходить из уравнения от-

носительно продольного смещения $u(x, t)$ стержня длиной l со свободными краями [22]:

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=0,l} = 0, \quad a^2 = \frac{E}{\rho}, \quad (1)$$

где x — координата вдоль оси стержня; t — время; E — модуль упругости; ρ — плотность материала стержня.

Полагая, что колебания стержня происходят с некоторой круговой частотой ω и начальной фазой φ , представим $u(x, t)$ в виде:

$$u(x, t) = X(x) \sin(\omega t + \varphi). \quad (2)$$

Подстановка выражения (2) в уравнение (1) и отделение функции времени приводит к обычно-

Рис. 5. Типичный спектр затухающих колебаний от 0 до 20 кГц после удара по середине промежуточной грани стержня
Fig. 5. Typical spectrum of damped vibration at interval of 0 to 20 kHz after impact to the middle of trapezoidal face of the rod

Рис. 6. Спектр затухающих колебаний от 0 до 20 кГц после удара по нескошенному торцу стержня
Fig. 6. Damped vibration spectrum at interval of 0 to 20 kHz after impact to unbevelled butt face of the rod

венному дифференциальному уравнению относительно функции $X(x)$:

$$X''(x) + \lambda^2 X(x) = 0, \quad \lambda = \omega / \alpha,$$

нетривиальное решение которого при условиях свободного края возможно когда частотный параметр λ принимает дискретные значения $\lambda = \lambda_n = \pi n / l$, $n = 1, 2, \dots$. Отсюда для собственных частот колебаний стержня со свободными краями получим формулу

$$f_n = \frac{n}{2l} \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad n = 1, 2, \dots \quad (3)$$

Видно, что теоретические частоты продольных колебаний стержня со свободными краями отличаются друг от друга в целое число раз, что подтверждается и экспериментальными результатами.

Формула (3) позволяет при известной из эксперимента частоте собственных колебаний определить скорость продольных волн $a = \sqrt{E / \rho}$ или длину стержня l . Здесь интерес представляет определение приведенной длины стержня со скосом края с точки зрения продольных колебаний.

После удаления дефекта путем шлифовки края длина стержня с параллельными торцами стала равна длине короткой грани — 301 мм. Эксперимент по определению спектра продольных колебаний для этого стержня показал частоты 8705, 17 373,

26 042 Гц. Исходя из первой собственной частоты стержня с параллельными торцами, была установлена скорость продольных волн $a = 2lf_1 = 5240$ м/с. Возвращаясь к стержню со скошенным торцом, определяем его приведенную длину по частоте $f_1 = 8660$ Гц, найденной ранее для этого стержня: $l_{пр} = a / (2f_1) = 0,303$ м. Таким образом, с точки зрения продольных волн длина стержня со скошенным краем соответствует длине большей грани стержня.

Рассмотрим теперь приближенную математическую модель, описывающую эффект раздвоения частот по изгибным колебаниям.

Изгибные колебания стержня постоянного поперечного сечения описываются уравнением [22]:

$$\frac{EJ}{m} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0, \quad (4)$$

где $w = w(x, t)$ — прогиб оси стержня; J — центральный момент инерции поперечного сечения стержня; m — погонная масса.

Используя для решения уравнения (4) представление типа (2), приходим к известному частотному уравнению для поперечных колебаний стержня со свободными краями [9]:

$$\cos \beta l \cosh \beta l = 1, \quad \beta = \sqrt[4]{(m\omega^2 / EJ)}. \quad (5)$$

Табл. 2. Частоты свободных колебаний балок в сопоставлении с экспериментально найденными частотами

Table 2. Beam natural vibration frequencies as compared with frequencies measured in experiment

Теоретические частоты, Гц / Theoretical frequencies, Hz		Экспериментально измеренные частоты, Гц / Experimentally measured frequencies, Hz	
Длина балки 30,3 см / Beam length is of 30.3 cm	Длина балки 30,1 см / Beam length is of 30.1 cm		
5001	5067	5085	5141
7470	7570	7480	7556
10 434	10 573	10 244	10 355
13 891	14 076	13 363	13 505
17 842	18 080	16 790	16 958

Для сопоставления с экспериментальными результатами рассмотрим две стальные балки с одинаковыми поперечными сечениями: длина первой балки — 301 мм, длина второй — 303 мм, поперечные сечения — квадраты со стороной 10 мм. Определенные из уравнения (5) частоты свободных колебаний этих балок представлены в табл. 2 в сопоставлении с экспериментально найденными частотами.

Как видно из табл. 2, отмечается корреляция между экспериментально найденными значениями раздвоенных частот в спектре звукоизлучения

стержня со скошенным краем и собственными частотами стержней с длинами, соответствующими длинам большей и меньшей граням балки со скошенным краем.

ВЫВОДЫ

1. В спектре частот поперечных колебаний стержня со скошенным краем обнаружены раздвоенные частоты.

2. При ударах по длинной, либо короткой граням балки спектр частот не меняется. При этом максимальные амплитуды раздвоенных частот соответствовали большей частоте.

3. Удар по граням со скосом края меняет распределение амплитуд для раздвоенных частот: максимальной амплитуде раздвоенных частот соответствовала меньшая частота.

4. Экспериментально наблюдаемое раздвоение частот стержня со скошенным краем смоделировано набором частот двух стержней с длинами, равными длине короткой стороны стержня со скошенным краем и длине, равной длинной стороне стержня со скошенным краем.

5. Установлено, что в расчетную модель продольных колебаний стержня со скошенным краем следует вставлять длину большей грани стержня.

Таким образом, обнаружение в спектре звукоизлучения стержня при ударе по одной из граней раздвоения частот может служить признаком непараллельности его торцов. Если при этом максимумы амплитуд раздвоенных частот принадлежат более высоким частотам, то это признак удара по короткой либо длинной граням. Если же минимумы амплитуд раздвоенных частот принадлежат более низким частотам, то это признак удара по промежуточной грани.

ЛИТЕРАТУРА

1. Глазовский Б.А., Москоуенко И.Б. Низкочастотные акустические методы контроля в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1977. 203 с.

2. Ланге Ю.В. Акустические низкочастотные методы и средства неразрушающего контроля многослойных конструкций. М.: Машиностроение, 1991. 272 с.

3. Ваньков Ю.В., Казаков Р.Б., Яковлева Э.Р. Собственные частоты изделия как информативный признак наличия дефектов // Техническая акустика. 2003. № 5. URL: <http://www.ejta.org/ru/vankov>

4. Акуленко Л.Д., Нестеров С.В. Влияние дефекта массы на частоты и формы продольных колебаний стержня // Известия РАН. МТТ. 2014. № 1. С. 135–144.

5. Акуленко Л.Д., Байдулов В.Г., Георгиевский Д.В., Нестеров С.В. Эволюция собственных частот продольных колебаний стержня при увеличении дефекта поперечного сечения // Известия РАН. МТТ. 2017. № 6. С. 136–144.

6. Акуленко Л.Д., Нестеров С.В. Исследование влияния дефектов на спектры собственных частот и формы колебаний стержней // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2011. № 4. С. 32–33.

7. Shifrin E.I. Identification of a finite number of small cracks in a rod using natural frequencies // Mechanical Systems AND Signal Processing. 2016. Vol. 70–71. Pp. 613–624. DOI: 10.1016/j.ymssp.2015.09.023

8. Ильгамов М.А. Продольные колебания стержня с зарождающимися поперечными трещинами // Известия РАН. МТТ. 2017. № 1. С. 23–31.

9. Рэлей Дж. Теория звука / пер. с 3-го англ. изд. П.Н. Успенского, С.А. Каменецкого; под общ. ред. С.М. Рытова, К.Ф. Теодорчика. М.; Л.: Гостехтеоретиздат, 1940. Т. 1. 499 с.

10. Гельман Л.М., Горпинич С.В. Виброакустический метод свободных колебаний для неразруша-

ющего контроля трещин // Акустичний вісник. 1999. Т. 2. № 4. С. 13–22.

11. Гельман Л.М., Горпинич С.В., Ширков В.Т. Адаптация в виброакустическом методе свободных колебаний // Акустичний вісник. 2000. Т. 3. № 3. С. 17–25.

12. Bouraou N.I., Boyarchuk A.A., Gelman L.M. Nondestructive free oscillation method of crack evaluation // Journal of the Acoustical Society of America. 1998. Vol. 104. Issue 3. P. 1791. DOI: 10.1121/1.423526

13. Козар Н.К., Козар А.Н. Метод свободных колебаний для обнаружения межкристаллитной коррозии металлов. М.: РУСАИНС, 2016. 208 с.

14. Голдсмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. М.: Изд-во лит-ры по строительству, 1965. 448 с.

15. Пат. № 120361 SU. МПК G01N 29/24, G01N 29/12. Устройство для обнаружения скрытых дефектов в твердых телах, в частности при определении качества их склейки / В.И. Акимов, Н.С. Акулов, В.А. Кунавина, Б.М. Ольчев. № 615230, заявл. 1958.12.27; опубл. 1959.01.01. Бюл. № 11, 1959.

16. Ковач Б.В., Стоун Дж., Пападакис Э.П. Разработка усовершенствованной системы контроля звукового резонанса на предмет узловатости коленчатых валов // Оценка материалов. 1984. Т. 42. № 7. С. 906–916.

17. Ямицков В.С., Сидоров Е.Е., Бауков Ю.Н., Потапов В.С. Виброакустический метод контроля качества слоистых конструкций // Дефектоскопия. 1978. № 8. С. 26–35.

18. Гольдштейн Р.В., Нечипоренко П.Р., Попов А.Л., Козинцев В.М., Челюбеев Д.А., Губин В.В. Оценка эксплуатационной поврежденности по излучаемому акустическому полю при ударных испытаниях стальных образцов // Актуальные проблемы и перспективы развития радиотехнических и инфокоммуникационных систем: сб. науч. тр. III

Международ. науч.-практ. конф., Москва, 13–17 ноября 2017. М. : Московский технологический университет (МИРЭА), 2017. С. 603–609.

19. Ключев В.В. Технические средства диагностирования. М. : Машиностроение, 2005. 672 с.

20. Функции Zetlab. URL: <https://zetlab.com/product-category/programmnoe-obespechenie/funktsii-zetlab>

21. Лайонс Р. Цифровая обработка сигналов / пер. с англ.; под ред. А.А. Бритова. 2-е изд. М. : БИНОМ, 2006. 652 с.

22. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания : справочник в 3-х т. М. : Машиностроение, 1968. Т. 3. 567 с.

Поступила в редакцию 8 февраля 2019 г.

Принята в доработанном виде 2 апреля 2019 г.

Одобрена для публикации 29 апреля 2019 г.

О Б АВТОРАХ: **Попов Александр Леонидович** — доктор физико-математических наук, профессор кафедры сопротивления материалов, ведущий научный сотрудник, **Институт проблем механики им. А.Ю. Ишлинского Российской академии наук (ИПМех РАН)**, 119526, г. Москва, пр-т Вернадского, д. 101, корп. 1; **Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ)**, 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26, popov@ipmnet.ru;

Садовский Сергей Александрович — аспирант кафедры сопротивления материалов, **Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ)**, 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26, sopromat@mgsu.ru, bigostart@rambler.ru.

REFERENCES

1. Glagovsky B.A., Moscovenko I.B. *Low-frequency acoustic control methods in mechanical engineering*. Leningrad, Machine Building Publ., 1977; 203. (rus.).
2. Lange Yu.V. *Acoustic low-frequency methods and means of non-destructive control of multilayer structures made of composite materials*. Moscow, Machine Building Publ., 1991; 272. (rus.).
3. Van'kov Yu.V., Kazakov R.B., Yakovleva E.R. Own frequencies of the product as an informative sign of the presence of defects. *Technical Acoustics*. 2003; 5. URL: <http://www.ejta.org/ru/vankov> (rus.).
4. Akulenko L.D., Nesterov S.V. The effect of a mass defect on the frequencies and forms of longitudinal oscillations of a rod. *Proceedings of the Russian Academy of Sciences, Solid Mechanics*. 2014; 1:135-144. (rus.).
5. Akulenko L.D., Baidulov V.G., Georgievsky D.V., Nesterov S.V. The evolution of the natural frequencies of longitudinal vibrations of a rod with an increase in the cross-section defect. *Proceedings of the Russian Academy of Sciences, Solid Mechanics*. 2017; 6:136-144. (rus.).
6. Akulenko L.D., Nesterov S.V. Investigation of the effect of defects on the spectra of natural frequencies and waveform of rods. *Vestnik of Lobachevsky University of Nizhny Novgorod*. 2011; 4:32-33. (rus.).
7. Shifrin E.I. Identification of a finite number of small cracks in a rod using natural frequencies. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2016; 70-71:613-624. DOI: 10.1016/j.ymssp.2015.09.023
8. Ilgamov M.A. Longitudinal oscillations of a rod with incipient transverse cracks. *Proceedings of the Russian Academy of Sciences. MTT*. 2017; 1:23-31. (rus.).
9. Strutt J.W., baron Rayleigh. *The theory of sound*. London, Macmillan and co., 1877; 1:370.
10. Gelman L.M., Gorpnich S.V. Vibroacoustical free oscillation method for nondestructive testing of cracks. *Acoustic Bulletin*. 1999; 2(4):13-22. (rus.).
11. Gelman L.M., Gorpnich S.V., Shirkov V.T. Adaptation in vibroacoustical free oscillation method. *Acoustic Bulletin*. 2000; 3(3):17-25. (rus.).
12. Bouraou N.I., Boyarchuk A.A., Gelman L.M. Nondestructive free oscillation method of crack evaluation. *Journal of the Acoustical Society of America*. 1998; 104(3):1791. DOI: 10.1121/1.423526
13. Kozar N.K., Kozar A.N. *The method of free oscillations for detecting intergranular corrosion of metals*. Moscow, RUSAINS Publ., 2016; 208. (rus.).
14. Goldsmith W. *Impact. Theory and physical properties of the colliding bodies*. Moscow, Publishing house of literature on construction, 1965; 448. (rus.).
15. Patent No. 120361 SU. IPC G01N 29/24, G01N 29/12. Device for detection of hidden defects in solids, in particular when determining the quality of their gluing / Akimov V.I., Akulov N.S., Kunavina V.A., Olchev B.M. No. 615230, declared. 1958.12.27; publ. 1959.01.01. Bull. No. 11. (rus.).
16. Kovacs B.V., Stone J., Papadakis E.P. Development of an improved sonic resonance inspection sys-

tem for nodularity in crankshafts. *Materials Evaluation*. 1984; 42(7):906-916. (rus.).

17. Yamshchikov V.S., Sidorov E.E., Baukov Y.N., Potapov V.S. Vibroacoustic method of quality control of layered structures. *Flaw Detection*. 1978; 8:26-35. (rus.).

18. Goldstein R.V., Nechiporenko P.R., Popov A.L., Kozintsev V.M., Chelyubeev D.A., Gubin V.V. Evaluation of operational damage from the radiated acoustic field during shock testing of steel samples. *Actual problems and prospects of development of radio and information communication systems : collection of scientific works III international scientific practice. conf., Moscow, 13–17 November 2017*. Moscow, Moscow State University of Technology (MIREA), 2017; 603-609. (rus.).

19. Klyuev V.V. *Technical diagnostic tools*. Moscow, Engineering Publ., 2005; 672. (rus.).

20. *Functions Zetlab*. URL: <https://zetlab.com/product-category/programmnoe-obespechenie/funktsii-zetlab> (rus.).

21. Lyons R.G. *Understanding digital signal processing*. New Jersey, Prentice HALL Professional Technical Reference, 2004; 665.

22. Birger I.A., Panovko Y.G. *Durability, stability, fluctuations : reference book in 3 volumes*. Moscow, Engineering Publ., 1968; 567. (rus.).

Received February 8, 2019

Adopted in a modified form on April 2, 2019

Approved for publication April 29, 2019

B I O N O T E S : **Alexander L. Popov**, Doctor of Physics and Mathematics, Professor at the Department of Resistance to Materials, leading researcher, **Ishlinsky Institute for Problems in Mechanics of the Russian Academy of Sciences (IPMech RAS)**, 101, building 1, Vernadsky avenue, Moscow, 119526, Russian Federation; **Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU)**, 26 Yaroslavskoe shosse, Moscow, 129337, Russian Federation, popov@ipmnet.ru;

Sergey A. Sadovskiy, postgraduate student of Department of Resistance to Materials, **Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU)**, 26 Yaroslavskoe shosse, Moscow, 129337, Russian Federation, sopromat@mgsu.ru, bigostart@rambler.ru.